

PAT-NO: DE004407013A1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 4407013 A1

TITLE: Hydraulic driven vibrator with unbalanced weight system

PUBN-DATE: September 7, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

BALD, HUBERT DIPL ING

DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

GEDIB INGBUERO INNOVATION

DE

APPL-NO: DE04407013

APPL-DATE: March 3, 1994

PRIORITY-DATA: DE04407013A (March 3, 1994)

INT-CL (IPC): B06B001/16;G05D019/00 ;E02D003/068

EUR-CL (EPC): B06B001/16 ; G05D019/02

ABSTRACT:

The regulator for a vibrator with pairs of unbalanced weights (104, 106) on shafts controls the relative phase angle (B) between the weights between a value of (3.0) where the centrifugal force is minimal and (Beta = 1 8 cp) where

the centrifugal force is a maximum. The weights are driven by input (112) and output agents (114). The drive assembly has a hydraulically driven actuator (122) to produce a displacement between agents (112, 114). The regulator (160) controls the relative phase angle (Beta) of between the weights by means of controls valves (176, 178) and resolver (122).



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 Offenlegungsschrift
①0 DE 44 07 013 A 1

⑤1 Int. Cl.⁶:
B 06 B 1/16
G 05 D 19/00
E 02 D 3/068

②1 Aktenzeichen: P 44 07 013.6
②2 Anmeldetag: 3. 3. 94
④3 Offenlegungstag: 7. 9. 95

DE 44 07 013 A 1

⑦1 Anmelder:
GEDIB Ingenieurbüro und Innovationsberatung
GmbH, 57319 Bad Berleburg, DE

⑦2 Erfinder:
Bald, Hubert, Dipl.-Ing., 57319 Bad Berleburg, DE

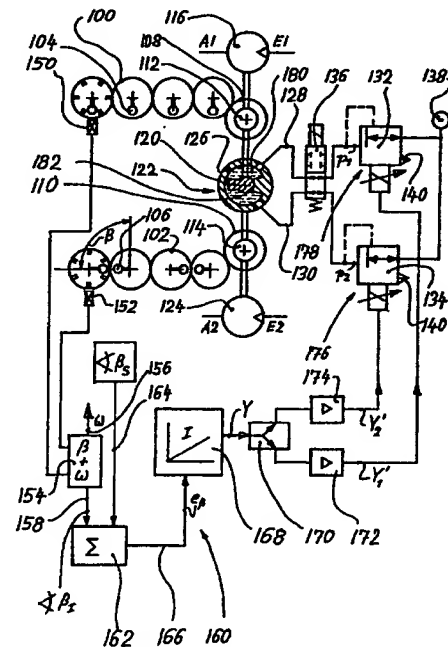
⑤4 Versteleinrichtung mit Regeleinrichtung für einen Unwucht-Richtschwinger mit verstellbarem Fliehmoment und Verfahren für den Betrieb der Regeleinrichtung

⑤7 Bei bezüglich ihrer Schwingamplitude verstellbaren Unwucht-Richtschwingern werden hydraulisch und elektrisch betätigbare Versteleinrichtungen eingesetzt. Es wird eine neue Art der kontinuierlichen Regelung der Schwingamplituden mit einer speziellen Regelung des an die Verstellmotoren oder an anderweitige Verstell-Aktuatoren anzulegenden Stelldruckes oder des in den Verstellmotoren umzusetzen den Wirkstromes vorgeschlagen.

Es bleibt z. B. bei hydraulisch betätigten Versteleinrichtungen selbst bei unverändertem Phasenwinkel und bei sonst konstanten Störgrößen ein Stelldruck aufrecht zu erhalten, welcher permanent am Ausgang eines Druckregelorgans erzeugt wird. Die Höhe des Druckes wird dabei durch den Wert eines Integrationsgliedes der zugehörigen Regeleinrichtung bestimmt.

Speziell die hydraulische Druckregelung eignet sich gut für die parallele Anschaltung von zwei oder mehreren Versteleinrichtungen mit komplett mitumlaufenden Verstell-Aktuatoren.

Anwendung vor allem bei regelbaren Vibratoren für die Bautechnik.



DE 44 07 013 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 07. 95 508 036/237

19/30

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Verstellvorrichtung zur Verstellung des Relativ-Stellwinkels von Unwucht-Richtschwingern mit wenigstens zwei Paaren von gegeneinander verstellbaren Teil-Unwuchtkörpern. Eine besondere Gattung von Verstellvorrichtungen wird in der DE-OS 40 00 011.7 bzw. in der PCT/EP90/02239 beschrieben. Der Einfachheit halber wird nachfolgend auch die in der letztgenannten Druckschrift benutzte Terminologie für die anschließende Beschreibung übernommen. Begriffe und Benennungen zu regelungstechnischen Themen werden nachfolgend gemäß der DIN-Norm 19 226 (Ausgabe 1968) verwendet.

Im Gegensatz zu der zitierten Druckschrift wird nachfolgend der Relativ-Stellwinkel β derart definiert, daß der Wert $\beta = 0^\circ$ einer Schwingamplitude Null und $\beta = 180^\circ$ einer maximalen Schwingamplitude entspricht. Die Kennzeichnung "MR" für die bei jeder Unwucht-Umdrehung zweimal als Wechsel-Drehmomente auftretenden Reaktions-Drehmomente "MR" wird beibehalten. Die durch Integration ermittelbaren durchschnittlichen, und nur in einer Richtung (z. B. an einer Verstellvorrichtung) wirkenden Reaktions-Drehmomente werden "MRQ" genannt.

In der PCT/EP90/02239 wird in Fig. 3 gezeigt, wie ein mit Rotor und Stator mit umlaufender hydraulischer Stellmotor (302) durch Beeinflussung des durch den Motor fließenden Fluid-Volumenstromes mittels eines Proportional-Wegeventils bezüglich des Relativ-Stellwinkels β geregelt wird. Die Verstellung des Proportionalventils wird dabei durch eine Regeleinrichtung (338) vorgenommen, welche neben dem Signal für die Führungsgröße (376) auch noch das den Ist-Stellwinkel β kennzeichnende Signal mitverarbeitet, welches von einer Meßeinrichtung (322) für den Stellwinkel geliefert wird.

Der Fluid-Volumenstrom soll durch das Proportionalventil derart geregelt werden, daß sowohl der in den Motor hineinfließende, als auch der aus dem Motor herausfließende Fluid-Volumenstrom gleich groß ist und ein Maß für die Veränderung des Stellwinkels darstellt, und daß diese Volumenströme proportional zur Regelabweichung " e_β " = β_{Soll} minus β_{Ist} sind.

Sofern bei Anwendung dieses Prinzips der Stellmotor 302 und/oder der in der Kammer 334 des Proportionalventils anliegende Versorgungsdruck genügend groß dimensioniert sind, kann die Einregelung des Soll-Stellwinkels ohne Rücksicht auf das vom Stellmotor dabei zu beherrschende Gegenmoment (z. B. verursacht durch die sogenannten Reaktions-Drehmomente MRQ) erfolgen, was wegen der Einfachheit des Prinzips zunächst sehr vorteilhaft erscheint. Wegen des Proportional-Prinzips des hydraulischen Stellgliedes (324/372) und damit auch des Proportional-Verhaltens des ganzen Reglers (338) muß allerdings immer mit einer kleinen Regelabweichung " e_β " gerechnet werden.

Auch in der DE-OS 41 18 069 A1 ist ein mit Rotor und Stator mitumlaufender Stellmotor (29/31) vorgesehen, welcher mittels einer Steuereinrichtung mit Hilfe eines 3-Stellungs-Wegeventils (40) durch Beeinflussung der Menge des beim Stellvorgang fließenden Fluid-Volumenstromes in verschiedenen Drehlagen eingestellt werden kann. Sehr zum Nachteil einer möglicherweise vorzunehmenden Regelung des Relativ-Stellwinkels β muß bei diesem Beispiel auch noch ein von dem einzigen Antriebsmotor 26 abzuleitendes Arbeits-Drehmoment über die Verstellvorrichtung geleitet werden.

Eine weitere gattungsgleiche Verstellvorrichtung mit einem Stellmotor mit einem mitumlaufenden Rotor (6) und mit einem mitumlaufenden Stator (20/8) wird in der EP 0 524 056 A1 gezeigt. Dabei ist als Aktuator ein mit dem Stator-Teil (8) drehmomentübertragender und axial verschieblicher Kolben (20) eingesetzt.

Dieser in beiden Richtungen durch ein Druck-Fluid beaufschlagbare Kolben ist innen wie außen mit einem Steilgewinde-Profil versehen, so daß er bei seiner Axial-Bewegung gleichzeitig noch eine Drehbewegung ausführt. Auch diese Verstellvorrichtung ist mit Hilfe eines als 3-Stellungs-Wegeventil ausgebildeten hydraulischen Stellgliedes (D1) durch die Beeinflussung der Größe des durch den Stellmotor strömenden Fluid-Volumenstromes zwischen seinen Endstellungen in bestimmte Zwischenstellungen steuerbar.

Eine Meßeinrichtung zur Erfassung des Istwertes des Stellwinkels ist zwar ebenso wie in der DE-OS 41 18 069 A1 nicht vorgesehen, könnte theoretisch aber ergänzt werden, so daß auch in den beiden letztgenannten Beispielen ein Regelkreis mit einem Proportionalverhalten aufgebaut werden könnte.

Die mit einem Proportionalregler (oder gar nur mit Hilfe eines 3-Stellungs-Wegeventils) über die Volumenmenge des Fluid-Volumenstromes gesteuerten oder geregelten Verstellvorrichtungen weisen allerdings erst in der Praxis sichtbare, erhebliche Nachteile in der Erscheinungsform von in ihrer Schadenswirkung verstärkten Klein-Drehschwingungen und in Form von Groß-Drehschwingungen auf. Die Groß-Drehschwingungen werden vor allem im Bereich des Relativ-Stellwinkels $\beta > 90^\circ$ vergrößert, da die bekannten Regeleinrichtungen nicht vorbereitet sind auf die in jenem Winkelbereich auftretenden kinetischen Effekte (Siehe Fig. 1).

Die Schwingungserscheinungen werden der Einfachheit halber nachfolgend anhand jener ja auch häufig vorliegenden Betriebsweise beschrieben, wo der Drehwinkel des Stellmotors konstant gehalten werden soll und wo demzufolge das Stellglied den Volumenstrom auf den Wert Null einstellen muß:

Wie man den Erläuterungen zu den Fig. 7b bis 7e in der Druckschrift PCT/EP90/02239 entnehmen kann, werden bei jeder Umdrehung der Teil-Unwuchtkörper Wechsel-Drehmomente MR mit im Vergleich zur Drehfrequenz doppelter Frequenz erzeugt, welche die Teil-Unwuchtkörper der einen Art in die eine Drehrichtung und die Teil-Unwuchtkörper der anderen Art in die andere Drehrichtung verdrehen möchten.

Diese Wechsel-Drehmomente MR wirken natürlich auch auf die Verstellvorrichtung ein und möchten das Eingangsorgan gegen das Ausgangsorgan verdrehen.

Gäbe es eine Verstellvorrichtung, welche keine Begrenzung für die Verdrehbewegung zwischen Eingangsorgan und Ausgangsorgan aufwiese, sondern nur ein in der Verstellvorrichtung aufgebautes konstantes Gegen-Drehmoment gegen die Reaktions-Drehmomente MRQ (Siehe Fig. 1) arbeiten ließe, so würden sich die Wechsel-Drehmomente MR derart auswirken, daß die umlaufende Drehbewegung der Teil-Unwuchtkörper überlagert ist mit kleinen Schwenkbewegungen mit doppelter Frequenz. Dies würde nicht nennenswert nachteilig sein,

da die Wechsel-Drehmomente M_R in einem solchen Falle nicht zur Speicherung von Feder-Energien in elastischen Kraftübertragungs-Organen beitragen könnten.

Ganz anders sieht jedoch die Situation bei einer Volumenstrom-Proportionalregelung oder bei einer Volumenstromsteuerung aus, wo, wie bei den zuvor beschriebenen Verstellrichtungen der Fall, die Verdrängungskammern der hydraulischen Stellmotoren bzw. Stell-Aktuatoren durch ein Stellventil zur Druckquelle und zum Tank hin abgeschlossen sind.

Hierdurch entstehen infolge der Kompressibilität des Druck-Fluids und der Elastizitäten der beteiligten Wandorgane zusammen mit den anderen elastischen Kraftübertragungs-Organen Federspeicher, die bei jeder Umdrehung der Teil-Unwuchtkörper zweimal mit Energie geladen und entladen werden.

Dabei kann es vor allem in der Nähe von Resonanzfrequenzen zu enormen Belastungen kommen. Auch werden durch die Energie-Pendelungen infolge des Federeffektes die zwischen unterschiedlichen Übertragungselementen stets vorhandenen Wechselspiele (Luft) zum Kraftwechsel-Stoß angeregt. Diese Stoßbelastung trägt in besonderem Maße zur Geräuschentwicklung und zum Verschleiß aller an der Kraftübertragung beteiligten Bauteile bei.

Neben den zuvor beschriebenen Klein-Drehschwingungen entstehen selbst bei der einfachen Betriebsweise der Konstanthaltung des Stellmotor-Drehwinkels bei Anwendung eines den Fluid-Volumenstrom beeinflussenden Proportionalreglers auch Groß-Drehschwingungen. Hier handelt es sich um für Proportionalregler typische Regelschwingungen. Angefacht werden diese Regelschwingungen durch die beim Proportionalregler zwangsläufig auftretenden Rest-Regelabweichungen, welche vom Prinzip her zu Pendelerscheinungen um den Regelgrößen-Sollwert herum führen.

Dabei kommt es zwangsläufig auch zu Energie-Pendelerscheinungen mit einer ständigen Energiewandlung von kinetischer Energie in Federenergie und umgekehrt.

Diese Regelschwingungen werden begünstigt durch die bei einem regelbaren Richtschwinger beteiligten großen Massen in Verbindung mit den praktisch unvermeidbaren Elastizitäten und durch den Umstand, daß unter dem Einfluß der Druckdifferenz zwischen Versorgungsdruck und Tank-Druck am Proportionalventil und dem bei der Schwingbewegung am Ein- und Ausgang des Aktuators sich einstellen den Differenz-Druck nicht immer die gleichen Volumenmengen in den Verdrängungsraum des Aktuators hineinströmen wie sie herausströmen. Dies führt zu schwingungsfördernder Bildung von Vakuumräumen innerhalb der Verdrängungsräume und damit zu zusätzlichem Umkehrspiel.

Auch diese Schwierigkeiten könnten zumindestens gemildert werden, wenn der Druckverlauf in den Verdrängungskammern mehr Stetigkeit aufweisen würde.

Ein weiterer Hinweis zum bekannten Stand der Technik wird in der PCT/EP90/02239 auf Seite 17, Zeilen 1 ff. und in der DE-OS 43 01 368 A1 gegeben. Im erstgenannten Dokument wird von einer weniger komfortablen Lösung zur Einstellung eines Soll-Relativ-Stellwinkels β mit geringem Aufwand bei Anwendung einer offenen Steuerstrecke gesprochen. Hierbei soll der bei der Beschreibung der Fig. 1 noch näher zu erläuternde Effekt eines sich auf einer Belastungs-Kennlinie selbst einregelnden Arbeitspunktes — nachfolgend "Selbstregelungs-Effekt" genannt — ausgenutzt werden.

Ein durch einen vorgegebenen Stelldruck δp am Stellmotor einstellbares Stell-Drehmoment δM_D bewirkt hierbei die selbstregelnde Einstellung eines zugehörigen Relativ-Stellwinkels β .

Wie man leicht durch Ausprobieren herausfinden kann, funktioniert der Selbstregelungs-Effekt in einem Verstellbereich zwischen $\beta = 0^\circ$ und etwa $\beta = 80^\circ$, darüber hinaus jedoch nicht mehr. Daraus darf geschlossen werden, daß zwischen dem resultierenden Reaktions-Drehmoment M_{RQ} und dem Relativ-Stellwinkel β im Bereich $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 80^\circ$ ein in einem Diagramm durch eine "Kennlinie" mit stetigem Verlauf und positiver Steigung beschreibbarer Zusammenhang besteht.

Zu der Frage, wie die "Kennlinie" über den Bereich $\beta = 80^\circ$ hinaus bis $\beta = 180^\circ$ aussieht, gibt die DE-OS 43 01 368 Auskunft. Für die bekannte Volumenstromregelung des Winkels β , für welche der aufzubringende Stelldruck δp nur insoweit interessiert, als daß der notwendige Maximaldruck δp_{\max} in Fig. 1) bekannt sein und aufgebracht werden muß, ist der Verlauf der "Kennlinie" nicht interessant. Für eine nur mit der Variation der Stelldrücke δp geplante Regelung des Relativ-Stellwinkels β ist es notwendig, auf die Eigenarten der "Kennlinien" Rücksicht zu nehmen.

Abgesehen von der Tatsache, daß ein Relativ-Stellwinkel β im Bereich von etwa $\beta = 80^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ nicht eingestellt werden kann, weist die beschriebene Winkel-Steuerung mittels eines vorgebbaren Stelldruckes unter Verwendung einer offenen Steuerkette natürlich auch noch jenen Nachteil auf, daß eine Drehzahländerung sogleich eine Änderung des Relativ-Stellwinkels bedeutet. In der Praxis des Betriebs eines regelbaren Richtschwingers können aber viele Ereignisse auftreten, die als Störgrößen auf die Drehzahl einwirken, wie z. B. der Einfluß auf die Drehzahl durch Vorgänge bei der Umsetzung der Nutzleistung des Richtschwingers. Z.B. bei der Umsetzung von Reibleistung beim Einrammen einer Bohle in das Erdreich.

Die Aufgabe der Konstantregelung eines vorgegebenen Relativ-Stellwinkels β gestaltet sich umso schwieriger, je geringer die Drehfrequenz der Unwuchtkörper ist. Im Prinzip hat jeder Teil-Unwuchtkörper während einer Umdrehung durch den Einfluß seines statischen Unwucht-Drehmomentes das Bestreben, die Drehung beim Aufstieg des Unwucht-Schwerpunktes zu verlangsamen und beim Abstieg zu beschleunigen.

Besonders bei den niedrigen Drehzahlen beim Anlauf und beim Stillsetzen eines Schwingungserregers führt dies zu großen Stör-Drehmomenten, die die Einhaltung eines vorbestimmten Relativ-Stellwinkels stark behindern oder verunmöglichen. Letzteres trifft insbesondere bei Anwendung des druckgesteuerten Selbstregelungs-Effektes zu.

Aufgabe der Erfindung ist es, den steuerungstechnischen Vorgang der Beeinflussung des Relativ-Stellwinkels β zu verbessern und bei allen Drehfrequenzen über den ganzen Stellwinkel-Bereich sicher beherrschen zu können, insbesondere derart, daß die Regelgüte eines einzusetzenden Regelkreises verbessert und geräusch-

und verschleißintensive überlagerte Drehschwingungen vermieden oder vermindert werden.

Die Lösung dieser Aufgabe ist in den unabhängigen Patentansprüchen 1 bis 4 definiert. Die Unteransprüche kennzeichnen weitere bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung.

Das den vier unabhängigen Patentansprüchen gemeinsame Prinzip ist, einen durch die Regelgröße vorgegebenen Relativ-Stellwinkel β herbeizuführen oder zu erhalten durch die Erzeugung von Verstell-Drehmomenten in passender Größe in Abhängigkeit von der jeweiligen Größe der Reaktions-Drehmomente MR bei Verwendung eines Regelkreises mit einem I-Glied, dessen Größe über die Stellgröße y die Größe der Verstell-Drehmomente bestimmt.

Die erfinderische Lösung nutzt zunächst die in Fig. 1. anschaulich wiedergegebenen Erkenntnisse, wonach u. a. im gesamten wünschenswerten Verstellbereich des Relativ-Stellwinkels β von $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ eine "Kennlinie" mit sinoidische Zuordnung von Reaktions-Drehmomenten MRQ und Relativ-Stellwinkel β erkennbar ist, welche Kennlinie von ihrem Verlauf her gesehen den Einsatz einer "Druckregelung" bzw. "Momentenregelung" im gesamten Verstellbereich als realisierbar erscheinen läßt.

Die Lösung nach der Erfindung folgt weiterhin der Erkenntnis, daß (eine sinnvolle Anordnung der Antriebsmotoren für die Drehung der Unwuchten und für die Aufbringung der eigentlichen Nutzarbeit vorausgesetzt) eine stabile Einhaltung eines vorgeschriebenen Relativ-Stellwinkels β sich (im ganzen Verstellbereich) praktisch von selbst einstellt, wenn in der Verstelleinrichtung durch die Beaufschlagung des Stell-Aktuators ein Stell-Drehmoment erzeugt wird, welches genau so groß (oder bei vorhandenen Übersetzungen proportional) ist wie das dem Relativ-Stellwinkel β zugeordnete Reaktions-Drehmoment MRQ. Dabei handelt es sich um jene Zuordnung, wie sie den in Fig. 1 gezeigten Kennlinien zu entnehmen ist.

Dabei nutzt die Erfindung auch die Erkenntnis, daß die Reaktions-Drehmomente MRQ bei konstantem Relativ-Stellwinkel β eindeutig nur abhängig sind von der Drehfrequenz und im Vergleich zu anderen Stör-Drehmomenten, wie z. B. ungleiche Lagerreibung oder unsymmetrische Belastungen der Antriebsmotoren, in ihrer Größe weitaus dominierend sind. Da bei den hier zu betrachtenden Richtschwingern die Arbeitsdrehzahlen stets hoch sind, bedeutet dies, daß in den rotierenden Massen große Mengen kinetischer Energie gespeichert sind, weshalb sprunghafte Drehzahländerungen praktisch nicht auftreten können.

Dieser Stabilitätsfaktor wirkt sich in gleicher Weise auch auf die den Drehzahlen zugeordneten Reaktions-Drehmomenten MRQ aus. Es kommt also darauf an, daß die vorgesehene Regeleinrichtung zur Konstanthaltung eines vorgegebenen Winkels stets die zu der Drehzahl und dem Winkel passenden Stell-Drehmomente einstellt, deren zugehörige Stellgröße "y" bei unveränderten Parametern ebenfalls konstant bleibt.

Die Regeleinrichtung muß sich einerseits für den Fall der Konstanthaltung aller Parameter die passende Stellgröße y stets "im Gedächtnis" behalten und entsprechend diesem "Gedächtniswert" die Stellgröße auch ausgeben. Andererseits aber, bei Änderung eines Parameters (z. B., wenn bei vergrößerter Nutzleistungs-Abgabe durch den Richtschwinger die Antriebsmotoren langsamer laufen) muß die Regeleinrichtung den "Gedächtniswert" unter dem Einfluß der der Regeleinrichtung gemeldeten Regelabweichung e_β auch ändern können. Diese Änderung muß so lange anhalten, bis der neue Gedächtniswert wieder den geänderten Verhältnissen angepaßt ist, wobei dann die Regelabweichung e_β wieder den Wert Null angenommen hat.

Eine derartige Eigenschaft einer Regeleinrichtung, die dieselbe zum "Erlernen" und "Behalten des Erlernen" befähigt, wird z. B. erreicht durch Anwendung eines Integrations-Reglers (I-Regler), welcher die zu erlernende Wertgröße der Stellgröße y (ausgehend von der zeitlich vorausgegangenen Größe y_0) ermittelt nach der Beziehung:

$$\delta y_K = y - y_0 = K_I \int_{t_0}^t e_\beta(t) dt \quad (\text{mit } K_I \text{ als Integrierbeiwert})$$

Der I-Regler ist zwar für dynamische Regelaufgaben schlecht geeignet, was aber (überraschenderweise) im vorliegenden Anwendungsfall nicht stört, da Veränderungen des Relativ-Stellwinkels β durch die Einwirkung von Störgrößen in der Regel nicht, wie zuvor bereits erwähnt, abrupt bewirkt werden können.

Dennoch kann man die einzusetzende Regeleinrichtung dynamisch verbessern, indem man die Stellgröße δy_K in bekannter Weise noch von einem sogenannten P-Glied und/oder D-Glied abhängig macht. Da die P- und/oder D-Anteile aber wieder verschwinden, sobald die Regelabweichung $e_\beta = 0$ wird, bleibt auch bei diesen Regler-Typen für den Fall, daß alle Störgrößen konstant bleiben, für die Konstanthaltung des Relativ-Stellwinkels β ausschließlich die Stellgröße δy_K als notwendig und ausreichend wirksam.

Natürlich kann die Funktion des I-Reglers "Erlernen und Behalten" durch die unterschiedlichsten Algorithmen realisiert werden, entscheidend ist nur das in der Stellgröße δy_K zum Ausdruck kommende Regelergebnis.

Mit Blick auf die in der PCT/EP90/02239 in Fig. 3 dargestellte Regeleinrichtung erkennt man, daß eine derartige, mechanische Regeleinrichtung zwecks Implementierung eines I-Regelverhaltens praktisch nicht in Frage kommt. Aus diesem Grunde wird die vorliegende Erfindung bevorzugt mit einer elektrischen Regeleinrichtung auszustatten sein.

Die Stellgröße δy_K ist mit unterschiedlichen physikalischen Prinzipien in das innerhalb der Verstelleinrichtung aufzubauende, zur Größe δy_K proportionale Stell-Drehmoment δMD umsetzbar. Da die Stell-Aktuatoren in einer Richtung oder in zwei Richtungen mit Kräften bzw. Drehmomenten beaufschlagt werden können, kommt es dementsprechend auch immer nur darauf an, daß die Wirkgrößen-Differenzen δMD (bzw. δp bei druckgesteuerten Aktuatoren oder Verstellmotoren) zur Stellgröße δy_K proportional sind. Bei einem doppelseitig beaufschlagten Stell-Aktuator der Fig. 2 z. B. kommt es auch nur auf $\delta p = p_1 - p_2$ an.

Die für den Betrieb einer Verstelleinrichtung nach der Erfindung benötigten Drücke p bzw. δp , (oder Wirkströme i , bzw. δi) können durch stetig arbeitende Stellglieder, z. B. Druckregelventile (oder entsprechende elektrische Stellgeräte), oder aber auch durch im Impulsbetrieb schaltende Stellglieder erzeugt werden. Bei der Anwendung eines Impulsbetriebes kann bei einer hydraulischen Regelung die Regelung des Druckes p durch das Puls-Pausen-Verhältnis und/oder durch die Impulshöhe (des ausgegebenen Druck-Impulses) bewirkt werden. Eine Glättung der Impulswirkung wird dann bezüglich des zu regelnden Relativ-Stellwinkels β spätestens durch die Trägheit der rotierenden Massen vorgenommen.

Als Ergebnis der Anwendung einer erfindungsgemäßen Regelung für eine Verstelleinrichtung wird man beim kontinuierlichen und gleichmäßigen Durchfahren des Stellbereiches des Relativ-Stellwinkels β (z. B. zwischen $\beta = 0^\circ$ und $\beta = 180^\circ$) wenigstens beim Betrieb des Richtschwingers im Leerlauf (also ohne Abgabe von Nutzleistung) bei Beaufschlagung des Stell-Aktuators oder Verstellmotors mit einem Stell-Drehmoment in einer Richtung (bzw. in beiden Richtungen) unmittelbar am Aktuator oder Verstellmotor einen Druck p oder δp [bzw. bei elektrischem Betrieb einen Wirkstrom i oder δi] messen können, welcher seinen Betrag ebenfalls gleichmäßig und kontinuierlich ändert (als Durchschnitts-Betrag nach vorgenommener Glättung gesehen).

Der durchschnittliche (geglättete) Wert der Ausgangsgröße (z. B. Druck am Ausgang des Druckregelventils) wird dabei ebenso wie der durchschnittliche (geglättete) Wert des das Stellglied ansteuernden Signals (z. B. Spannung oder eingepprägter Strom zur Ansteuerung des elektrischen Organs des Druckregelventils) einen Verlauf nehmen, wie die in Fig. 1 gezeigten Diagrammkurven.

Bei Anwendung von gepulsten Stellgliedern wird man an deren Ausgang für den Druck p (bzw. für den Strom i) den zeitlichen Mittelwert zu betrachten haben, wobei eine gewisse Restwelligkeit akzeptiert werden kann.

Die erfindungsgemäße Regelung einer Verstelleinrichtung kann durch einen kontinuierlich arbeitenden oder aber auch durch einen als Schrittregler schrittweise arbeitenden Regler erfolgen. Beim Einsatz eines in Zeitschritten arbeitenden Schrittreglers wird man am Stell-Aktuator natürlich auch eine gewisse Welligkeit der Stellgröße (p oder i), vergleichbar mit dem Pulsbetrieb, in Kauf nehmen müssen.

Eine Verstelleinrichtung nach der Erfindung ist nicht beschränkt auf jene Gattung, wie sie in den Fig. 1 und 2 beschrieben ist. Sie kann z. B. auch in jener Form realisiert sein, bei welcher wenigstens zwei Verstellmotoren mitwirken, wobei der Rotor des einen Verstellmotors drehmomentübertragend mit den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art und der Rotor des anderen Verstellmotors drehmomentübertragend mit den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art verbunden ist. Eine solche Anordnung findet man z. B. in der PCT/EP90/02239 in Fig. 1 mit den Verstellmotoren 114 und 116, oder in der DE 43 01 368 A1 in Fig. 4 mit den Verstellmotoren 403 und 407.

Zur Erzeugung des Stell-Drehmomentes, bewirkt durch die physikalischen Wirkgrößen Stell-Druck bei Hydraulikmotoren oder Stell-Wirkstrom bei Elektromotoren, ist eine Stelleinrichtung vorgesehen, welche die Verstellmotoren mit den passenden Größen-Werten der Wirkgrößen beaufschlagt. Die Größen-Werte sind dabei bestimmt durch die Stellgröße y als Ausgangsgröße einer ebenfalls zur Verstelleinrichtung zugehörigen Regeleinrichtung, welcher als Eingangsgröße der meßtechnisch ermittelte Istwert der Regelgröße zugeführt ist.

Mit der besonderen Ermittlung der Stellgröße y in der Regeleinrichtung durch die Mitwirkung eines Integrationsgliedes kann man den Stellbereich $90^\circ > \beta < 180^\circ$ einwandfrei beherrschen, und zwar sogar auch dann, wenn der Verstellmotor beim Konstantregeln eines vorgegebenen Winkels β ein nur in einer Richtung wirkendes Drehmoment abgeben soll oder kann.

Die Stelleinrichtung kann dabei z. B. ein Druckregelgerät oder ein Frequenzumrichter sein. Bei hydraulisch betriebenen Verstellmotoren kann die Stelleinrichtung z. B. auch derart realisiert sein, daß jeder der wenigstens 2 Verstellmotoren über einen eigenen geschlossenen Fluidkreislauf mit je einer eigenen verstellbaren Pumpe verbunden ist. Die passenden Größen-Werte werden dann durch die Beaufschlagung der unterschiedlichen geschlossenen Fluidkreisläufe mit unterschiedlichen Drücken nach einer durch die Stellgröße y vorgegebenen Weise erzeugt.

Bei einer elektrisch betriebenen Verstelleinrichtung kann die Stelleinrichtung z. B. auch derart eingerichtet sein, daß für zwei bezüglich der Zuordnung zu den Teil-Unwuchtkörpern der einen und der anderen Art unterschiedliche Asynchronmotoren zwei unterschiedliche Drehstromnetze vorgesehen sind, die bezüglich der Differenz ihrer Drehfrequenzen durch die Stellgröße y bestimmt sind.

In jedem Fall sieht die Erfindung für solche motorisch betriebenen Verstelleinrichtungen eine Beaufschlagung der Verstellmotoren derart vor, wie in dem unabhängigen Patentanspruch 3 beschrieben.

Die Stellgröße y der Regeleinrichtung beeinflusst letztendlich die Größe des Relativ-Stellwinkels β . Die eigentliche Regelgröße, welche zu messen und auf den vorgegebenen Wert einzuregeln ist, kann natürlich eine andere physikalische Größe sein, welche mit der Größe des (verstellbaren) Fliehmomentes funktionell verbunden ist. Die Vorgabe für den Winkel β kann auch von einem übergeordneten Regelkreis kommen, wobei dann die Verstellung des Fliehmomentes durch eine Regelgröße der übergeordneten Regeleinrichtung bewirkt ist.

Dieser Fall kann z. B. beim Einsatz eines Richtvibrators beim Einrammen einer Bohle in das Erdreich gegeben sein. Hier kann es erforderlich sein, unter Aufrechterhaltung einer vorgegebenen Schwingfrequenz die beim Vordringen der Bohle in das Erdreich an und für sich größer werdende Reibleistung durch eine mit der Verkleinerung des Relativ-Stellwinkels β ebenfalls sich einstellende Verringerung der Schwingamplitude konstant zu halten.

Sofern die vorgegebene Reibleistung die bei einer bestimmten Drehzahl von einem Dieselmotor erzeugbare Grenzleistung ist, wird bei Überschreitung dieser Grenzleistung durch eine zu große Reibleistung der Dieselmotor in seiner Drehzahl absinken. Das kann verhindert werden, wenn mit laufend fortschreitendem Vordringen der Rammbohle die Schwingamplitude, bzw. der Relativ-Stellwinkel β ebenfalls laufend reduziert wird.

In diesem Falle kann die Drehzahl des Dieselmotors als eine auf vorgegebenem Wert unter Kompensation der Störgröße "Reibleistung" konstant zu regelnde Regelgröße aufgefaßt werden. Es versteht sich, daß dabei die Dieseldrehzahl auch meßtechnisch erfaßt und das Ergebnis der (optimalerweise übergeordneten) Regeleinrich-

tung zugeführt werden muß. Obwohl in diesem Falle die Dieseldrehzahl die Regelgröße ist, bleibt die Stellwirkung der Stellgröße y die gleiche, wie wenn der Relativ-Stellwinkel β selbst die Regelgröße wäre.

Die Erfindung ermöglicht auch den Betrieb von verstellbaren Richt-Vibratoren, bei welchen zwischen den einzelnen Teil-Unwuchtkörpern keine Zahnrad- oder andere Getriebe benötigt werden, was sich sehr vorteilhaft auf die Geräuscentwicklung und auf den Verschleiß auswirkt. Bei diesen "zahnradlosen" Richt-Vibratoren ist es besonders vorteilhaft, wenn jeweils ein Teil-Unwuchtkörper erster Art und zweiter Art um eine gemeinsame Mittenachse umlaufend angeordnet werden. Damit erreicht man einerseits eine Entlastung der Wellenlager, und zum anderen ist die Realisierung eines Festanschlages (z. B. für einen Winkel $\beta = 0^\circ$) sehr einfach ausführbar.

Beim Durchfahren sehr niedriger Drehzahlen beim Anfahren und beim Stillsetzen von ansonst während des eigentlichen Nutzbetriebes mit höherer Drehzahl betriebenen Richtschwingern weisen die durch die wechselnde Schwerpunktlage der Teil-Unwuchtkörper verursachten Drehmomente im Verhältnis zu den Reaktions-Drehmomenten MRQ ein derartig dominierendes Verhältnis auf, daß die erfindungsgemäße Regeleinrichtung zusammen mit den anderen Steuerungsorganen für die Konstanthaltung eines vorgeschriebenen Relativ-Stellwinkels β sehr aufwendig ausgelegt werden müßte.

Im Sinne einer Minimierung des Aufwandes sieht die Erfindung daher ein besonderes Verfahren zum Betrieb der Richtschwinger vor, bei welchem die steuerungsmäßige Beeinflussung des Richtschwingers durch den Einsatz der zuvor beschriebenen Regeleinrichtung und durch den zusätzlichen Einsatz einer Steuerungsmaßnahme vorgesehen ist.

Durch die zusätzliche Steuerungsmaßnahme wird dabei bewirkt, daß ein vor dem Anlauf bzw. vor dem Stillsetzen eingestellter Relativ-Stellwinkel β während der Phase der niedrigen Drehzahl konstant oder in einer im voraus berechenbaren Verhaltensweise gehalten wird. Dazu wird dafür Sorge getragen, daß wenigstens zu Beginn des Anfahrens oder Stillsetzens eine Anschlagstellung angefahren wird, oder (im Falle der Verwendung von druckgesteuerten Stell-Aktuatoren) die Verschiebung von Fluid-Volumenströmen in den Verdrängungskammern des Stell-Aktuators durch den Einsatz von Absperrorganen verhindert wird.

Durch die vorliegende Erfindung können im Vergleich mit dem beschriebenen Stand der Technik folgende Vorteile erzielt werden:

- Höhere Regelgüte bezüglich der Abweichung vom Sollwert und bezüglich des Schwingungsverhaltens.
- Günstige Auswirkung der Regelung durch die Beeinflussung des Relativ-Stellwinkels nur über das Stell-Drehmoment. Hohe Stoßkräfte erzeugende Klein-Drehschwingungen werden vermieden oder abgemildert. Das einseitig wirkende Stell-Drehmoment dämpft die Klein-Drehschwingungen, vermeidet das Auftreten von Umkehrspiel und hat keine Energiespeicherungs-Effekte.
- Die vorteilhaftere Regelung des Stell-Drehmomentes (als Druckregelung oder Stromregelung) kann im gesamten möglichen Verstellbereich des Relativ-Stellwinkels β angewendet werden.
- Die Druckregelung ermöglicht den parallelen Betrieb von zwei oder mehreren Verstelleinrichtungen zwecks Herabsetzung der Geräuscentwicklung und des Verschleißes und zur Bewältigung sehr großer Fliehkräfte bei Großmaschinen.

Ausführungsbeispiele des Gegenstandes der Erfindung werden nachstehend unter Bezugnahme auf die Zeichnungen im einzelnen erläutert:

Fig. 1 ist ein Diagramm zur Erläuterung von theoretischen Zusammenhängen zwischen Verstell-Drehmoment und Relativ-Stellwinkel β .

Fig. 2 zeigt in einer schematischen Darstellung eine hydraulische Verstelleinrichtung mit Regeleinrichtung am Beispiel eines Richtschwingers mit 8 Teil-Unwuchtkörpern.

Fig. 3 stellt eine Anordnung ähnlich wie in Fig. 2 dar, jedoch mit 2 Verstelleinrichtungen, welche von einer gemeinsamen Regeleinrichtung beeinflusst werden.

Fig. 1 zeigt den Verlauf des durchschnittlichen Reaktions-Drehmomentes MRQ_1 , welches von der Summe der Teil-Unwuchtkörper erster Art in Abhängigkeit von den jeweils vorherrschenden Werten für Drehzahl und Relativ-Stellwinkel β auf die Verstelleinrichtung ausgeübt wird. Die unterschiedlichen Kurvenzüge entstehen durch Variation des Parameters Drehzahl "n".

Die nicht dargestellten Kurven für die Reaktionsdrehmomente MRQ_2 , ausgeübt durch die Summe der Teil-Unwuchtkörper zweiter Art, weisen die gleichen Werte auf, die jedoch mit jeweils umgekehrten Vorzeichen versehen sind, so daß diese Diagramm-Kurven spiegelbildlich zu den dargestellten verlaufen,

Die Reaktions-Drehmomente MRQ_1 und MRQ_2 wirken an dem Eingangsorgan bzw. Ausgangsorgan der Verstelleinrichtung (bzw. an den mitumlaufenden Rotoren der zu der Verstelleinrichtung hinzuzurechnenden Verstellmotoren) und möchten diese gegeneinander verdrehen. Um dies zu verhindern, muß die Verstelleinrichtung durch die Mithilfe des Stell-Aktuators (das ist in der PCT/EP90/02239 in Fig. 3 z. B. der Stellmotor 302) oder durch die Mithilfe von Verstellmotoren ein Drehmoment mit der skalaren Größe $|\delta MD|$ entwickeln. Bei einem hydraulischen Stell-Aktuator ist die Größe $|\delta MD|$ auch proportional zum Stelldruck δp .

Aus diesem Grunde sind die Ordinatenwerte der Kurvenpunkte ein Maß für die Größen MRQ , δMD und δp zugleich.

Die zuvor vorgenommene Zuordnung von MRQ und δMD bezieht sich allerdings nur auf jene (praktisch überwiegend zutreffende) Situation, bei welcher eine angemessen hohe Drehzahl (z. B. $n > 600$ U/min) der Unwuchtkörper eingestellt ist (bei welcher die durch den Schwere-Einfluß bewirkte Ungleichförmigkeit vernachlässigbar ist) und wobei für die Teil-Unwuchtkörper jeder Art ein eigener Antriebsmotor vorgesehen ist, so daß — wie z. B. in Fig. 2 vorgesehen — keine Drehmomente zur Übertragung von Nutzleistung über die Verstelleinrichtung geleitet werden müssen.

Die Reaktions-Drehmomente MRQ stellen an jedem Punkt der Kurve (durch Integration über den Drehwin-

kel 2π und durch anschließendes Teilen durch 2π ermittelbare) Durchschnittswerte von Wechsel-Drehmomenten MR dar, deren Verhalten bereits in der Druckschrift PCT/EP90/02239 als Reaktions-Drehmomente MR beschrieben und deren unerwünschte Auswirkungen in Bezug auf Geräusch, Verschleiß und Klein-Drehschwingungen weiter vorne erwähnt wurde.

Der jeweilige Ordinatenwert der Reaktions-Drehmomente MRQ berechnet sich zu: $MRQ(\beta) = C \times MU^2 \times w^2 \times \sin \beta / m_{dyn}$, mit der (berechenbaren) Konstante C, mit MU als maximal einstellbares Fliehmoment, mit w als Winkelgeschwindigkeit und mit m_{dyn} als dynamische Masse. Demzufolge weist der Wert von MRQ bei $\beta = 90^\circ$ ein Maximum auf.

Der bereits erwähnte Selbstregelungs-Effekt wird anhand des Arbeitspunktes A, welcher sich bei der Vorgabe eines Stell-Druckes δp_A von selbst einstellt, erläutert:

Sofern sich bei konstant bleibender Drehzahl von $n = 2000$ und bei konstant bleibendem Druck δp_A eine positive Winkelabweichung 2 einstellt, entwickelt sich ein positiver Überschuß des Reaktions-Drehmomentes MRQ gegenüber dem Stell-Drehmomente MD (δp_A), so daß der Winkelwert von β wieder in Richtung des Arbeitspunktes A zurück getrieben wird. Eine negative Winkelabweichung 6 hat zur Folge, daß das Reaktions-Drehmoment MRQ kleiner wird als das Stell-Drehmoment MD (δp_A), so daß dieses mit seinem Überschuß den Winkel β wieder in die Gleichgewichtslage A treiben möchte.

Dieser Selbstregelungs-Effekt funktioniert ohne jegliche Organe einer Regeleinrichtung, allerdings nur in einem Bereich $\beta < 90^\circ$. Im Bereich $\beta > 90^\circ$ führt eine durch irgendeine Störgröße verursachte Winkelabweichung sofort zur Destabilisierung eines durch einen vorgegebenen Stelldruck δp_A eingestellten Arbeitspunktes.

Die Destabilisierungseigung im rechten Kurvenast erschwert auch den Versuch der Regelung des Winkels β mit der bekannten Proportional-Regleinrichtung noch zusätzlich:

Besteht z. B. die Aufgabe, ausgehend vom alten Relativ-Stellwinkel β_{110} , den neuen Relativ-Stellwinkel β_{120} anzufahren, so würde mit einer Proportional-Regleinrichtung nach der PCT/EP90/02239, Fig. 3, zwecks Winkelvergrößerung zunächst ein hoher Stelldruck δp von mindestens der Höhe von δp_{max} aufgeschaltet, welcher den Verstellvorgang zunehmend beschleunigt, da das entgegenstehende Reaktions-Drehmoment MRQ mit wachsendem Winkel β laufend kleiner wird.

Die Folge davon wäre ein beträchtliches Überschießen über den Soll-Winkel β_{120} , was sodann die Beaufschlagung der anderen Seite des Stell-Aktuators mit dem Druck δp_{max} bewirkt. Auch bei der dann einsetzenden Verkleinerung des Winkels β wird wegen der bis zum Erreichen des Soll-Winkels β_{120} anhaltenden Beschleunigung derselbe wieder überfahren. Der ungünstige hohe Überschuß von δp beim Verstellen macht sich noch stärker bemerkbar beim Betrieb mit einer niedrigeren Drehzahl.

Man erkennt im übrigen aus dem voranstehend Gesagten auch, daß es zweckmäßig ist, den Regelalgorithmus dahingehend zu optimieren, daß der bekannte Verlauf des Gradienten der Reaktions-Drehmomente MRQ und/oder die vorhandene Ist-Drehzahl berücksichtigt wird. Es sollte zudem auch vermieden werden, anderweitige Drehmomente, etwa Arbeits-Drehmomente, bei welchen es zu plötzlichen, starken Änderungen der Drehmoment-Größe kommen kann, über die Regeleinrichtung zu führen, da dies die Arbeit eines nach der Erfindung vorgesehenen Reglers, bei bevorzugt einfacher Struktur desselben, stark behindern kann.

Mit Fig. 1 kann der Unterschied der Ergebnisse eines Regelverfahrens nach dem Stand der Technik einerseits und nach der vorliegenden Erfindung andererseits gut erkennbar gemacht werden. Dies geschieht anhand einer Regelaufgabe in Zusammenarbeit mit einem hydraulischen Stell-Aktuator mit umlaufenden Rotor und Stator, wobei ein Relativ-Stellwinkel β_0 von z. B. 70° mit Hilfe der Regeleinrichtung konstant zu halten ist, während in 2 Schritten die Drehzahlen von $n = 1000$ (Arbeitspunkt C) auf $n = 1500$ (Punkt B) bzw. $n = 2000$ (Punkt A) erhöht werden soll, wobei alle anderen Einflußfaktoren konstant bleiben.

Nach Beendigung des Einregelvorganges wird man bei beiden Verfahren mit den Stelldrücken δp_B und δp_A solche, den Stell-Drehmomenten zugeordnete Stelldrücke messen, welche sich zu δp_C in etwa wie $(1500/1000)^2/1$ bzw. wie $(2000/1000)^2/1$ verhalten.

Die vom Ausgang des Reglers kommende und das Stellglied beeinflussende Stellgröße "y" wird nach vollzogener Einregelung der beiden neuen Arbeitspunkte im Falle des bekannten Regelverfahrens den Wert Null bzw. einen sehr kleinen Wert nahe Null haben, da der Proportional-Regler die Stellgröße y nach Erreichen des Sollwertes auf Null stellen muß. Selbst während der Veränderung der Drehzahl darf die Stellgröße y nur geringfügige Werte annehmen, da der Sollwert ja unverändert bleibt und daher nur eine geringfügige Nachregelung zu erfolgen braucht, um die Federwirkung der durch das Ventil abgeschlossenen Ölsäule zu kompensieren. Beim Einsatz einer Verstelleinrichtung mit Regeleinrichtung nach der Erfindung wird die vom Ausgang des Reglers kommende, und das Stellglied (die Stellglieder) beeinflussende Stellgröße y nach vollzogener Einregelung der neuen Arbeitspunkte jedoch einen sich für alle Arbeitspunkte ändernden Wert aufweisen.

Sofern das Stellglied über eine proportionale Übertragungsfunktion $\delta p = K_0 \cdot f(\delta y)$ mit $f = 1$ (und mit K_0 als ein Übertragungsfaktor) verfügt, wird besagter y-Wert sich in etwa proportional zur Größe der zugehörigen Stelldrücke δp verhalten. D.h., unter Berücksichtigung der Tatsache, daß das notwendige Stell-Drehmoment (und damit auch δp) quadratisch mit der Drehzahl wachsen muß, wird sich der Wert y_B bzw. y_A zum Stellgrößen-Wert y_C wie $(1500/1000)^2/1$ bzw. wie $(2000/1000)^2/1$ verhalten. Liegt keine proportionale Übertragungsfunktion vor, so wird das Verhältnis y_A zu y_C nicht den Wert 4 aufweisen, sondern einen anderen Wert, der sich durch die zur Funktion $\delta p = K_0 \cdot f(\delta y)$ zugehörige "inverse Funktion" bestimmt.

Unabhängig von der Übertragungsfunktion $\delta p = K_0 \cdot f(\delta y)$ wird man den Einsatz einer Regeleinrichtung nach der Erfindung auf jeden Fall daran erkennen können, daß sich die Werte für die Stellgrößen y_C , y_B und y_A deutlich unterscheiden.

In Fig. 2 symbolisieren die Kreise 100 bzw. 102 Zahnräder für den Antrieb der rotierbaren Teil-Unwuchtkörper erster Art 104 bzw. zweiter Art 106 eines mit 4 Paaren von Teil-Unwuchtkörpern ausgerüsteten Richtschwingers. Die Kreise 108 bzw. 110 stellen Zahnräder mit den Naben 112 bzw. 114 dar. Die Nabe 112 ist

drehmomentübertragend verbunden mit einem Arbeits-Antriebsmotor 116 für die Teil-Unwuchtkörper erster Art und mit dem Rotor 120 eines als Schwenkmotor ausgeführten Stell-Aktuators 122. Die Nabe 114 ist drehmomentübertragend verbunden mit einem Arbeits-Antriebsmotor 124 für die Teil-Unwuchtkörper zweiter Art und mit dem Stator 126 des Stell-Aktuators.

Die Motoren 116 und 124 entwickeln in etwa das gleiche Arbeits-Drehmoment, so daß Arbeits-Drehmomente nur in geringem Maße über den Stell-Aktuator 122 geführt werden müssen. Die Eingänge E1 bzw. E2 und die Ausgänge A1 bzw. A2 der Arbeits-Antriebsmotoren sind in nicht dargestellter, dem Fachmann jedoch bekannter Weise mit dem geschlossenen Kreislauf eines hydraulischen Steuerungssystems verbunden.

Die beidseitig des Rotors 120 gelegenen Verdrängungsräume 180, 182 des Stell-Aktuators sind über Leitungswege 128, 130 mit je einem Ausgang eines als Stellglied 176, 178 dienenden Druckregelventils 132, 134 verbunden, wobei diese Leitungswege gemeinsam durch ein elektrisch betätigbares Wegeventil 136 abgesperrt werden können. Zwischen dem Stell-Aktuator 122 und dem Wegeventil 136 hat man sich noch eine (nicht gezeichnete) Drehdurchführung vorzustellen.

Die Eingänge der Druckregelventile sind mit einer Druckquelle 138 verbunden. Auslaßöffnungen 140 zeigen an, daß die Druckregelventile bei einer dem Rotor des Stell-Aktuators aufgezungenen Drehung bei Aufrechterhaltung des Stelldruckes am Ausgang einen Verdrängungs-Volumenstrom zum Tank abführen können.

Zwei digitale Positionssensoren 150, 152 geben bei der Rotation der Teil-Unwuchtkörper beider Arten Signale ab, welche den Ablauf von bestimmten Drehwinkel-Inkrementen als Information beinhalten. Bevorzugt handelt es sich bei den Sensoren um eine solche Bauart, welche bei einer Vorbei-Bewegung von zu detektierenden Merkmalen (eines Rotationskörpers) die Energie für die abzugebenden Signale in sich selbst generieren.

Ein Signal-Verarbeitungsgerät 154 verarbeitet die von den Sensoren gelieferten Signale und gibt zwei eigene Signale ab: Ein Signal 156 für die Winkelgeschwindigkeit wird an einen nicht dargestellten Teil der übergeordneten elektrischen Steuerung geliefert. Ein Signal 158 enthält die Information über den Istwert β_1 des Relativ-Stellwinkels β als Abbild der Regelgröße und wird der Vergleicherschaltung 162 (als Teil der Regeleinrichtung 160) zugeführt. Letztere empfängt zugleich ein zweites Signal 164 mit der Information über den Sollwert β_s des Relativ-Stellwinkels β als Führungsgröße und erzeugt durch den Vergleich beider Signale ein eigenes Ausgangssignal 166 für die Regelabweichung $e\beta$.

In einem weiteren, zur Regeleinrichtung 160 zugehörigen Funktionsgenerator 168 wird das Signal der Regelabweichung $e\beta$ weiterverarbeitet für die Erzeugung der am Ausgang der Regeleinrichtung auszugebenden Regelgröße y . Die Funktion $y = f(e\beta)$ wird im Funktionsgenerator 168 mit Hilfe eines vorgebbaren Verarbeitungs-Algorithmus generiert. Der Funktionswert von y kann durch mehrere Teil-Funktionen gleichzeitig bestimmt werden. Gemäß der Erfindung ist an der Bestimmung des Funktionswertes y in jedem Falle aber ein Integrationsglied beteiligt, was durch das in 168 eingezeichnete Kennlinien-Symbol ausgedrückt ist.

Die Stellgröße y wird in einem Signalverteiler 170 in geeigneter Weise in die Stellgrößen-Komponenten y_1 und y_2 aufgeteilt, welche nach Durchlauf von Signalumformern 172, 174 in Form von elektrischen Größen (Strom und/oder Spannung) die als Druckregelventile ausgeführten Stellglieder 176, 178 steuern. Die Stellgrößen-Komponenten y_1 und y_2 sind dabei derart aufgeteilt, daß die Differenz der von ihnen bestimmten Drücke p_1 und p_2 als Stelldruck δp das zu δp proportionale Stell-Drehmoment δMD bei allen Werten des Winkels β richtig einstellt.

Die Regelung des Relativ-Stellwinkels β nach beliebig vorgegebenen Soll-Werten mit Hilfe der in Fig. 2 gezeigten "Druckregelung" würde auch bei Anwendung nur eines Druckregelventiles funktionieren. Die Anwendung von zwei Druckregelventilen bringt aber zusätzliche Vorteile, wie z. B. Vermeidung von Vakuumbildung und Verbesserung der Verstellodynamik.

Eine Erhöhung der Verstellodynamik kann man z. B. dadurch erreichen, daß man bei einer stetigen Veränderung des Winkels β vom Wert Null an bis zum Wert $\beta = 180^\circ$ den Druck p_2 zunächst auf dem Wert Null beläßt, um ihn erst nach Überschreiten des Wertes $\beta = 90^\circ$ (siehe Fig. 1) bei einer gleichzeitigen Absenkung des Druckes p_1 anwachsen zu lassen, derart, daß die Differenz $p_2 - p_1$ stets den erforderlichen Stelldruck δp ergibt. Mit einer derartigen Anordnung kann man beim Regelvorgang das Stell-Drehmoment δMD kurzzeitig negativ werden lassen.

Bei Konstanzhaltung des Winkels β werden die Stellgrößen-Komponenten y_1 und y_2 ebenfalls konstante, vom Wert Null abweichende Werte einnehmen, die durch die Größe des Integrationsgliedes bestimmt sind.

Beim Durchfahren sehr niedriger Drehzahlen empfiehlt sich eine Konstanzhaltung des Winkels β , z. B. auf dem Wert $\beta = 0^\circ$. Daher wird vor dem Hochlauf der Drehung der Teil-Unwuchtkörper zunächst der Winkel $\beta = 0^\circ$ dadurch eingestellt, daß der Wert des Druckes p_1 auf Null und der Druck p_2 auf einen maximalen Wert gebracht wird. Dadurch kommt es zu einer mechanischen Festspannung des Rotors 120 gegen den Stator 126 per Anschlag.

Nach Einnahme dieser Winkelstellung wird das Ventil 136 in die sperrende Stellung gefahren, wodurch eine Verstellung des Stell-Aktuators beim anschließenden Hochlauf der Drehzahl verunmöglicht wird, da sich die Fluidsäulen der Verdrängungsräume 180, 182 nicht mehr verschieben können. Sobald während des Hochlaufes eine vorbestimmbare Drehzahlschwelle mit einer Drehzahl n_s überschritten ist, wird das Ventil 136 wieder in die dargestellte Durchfluß-Stellung geschaltet, wonach durch Beeinflussung der Druckregelventile die Einstellung eines beliebigen Winkels β unter Mitwirkung der Regeleinrichtung 160 erfolgen kann.

In Fig. 3 ist schematisch ein Richtschwinger dargestellt, welcher aus dem Richtschwinger nach Fig. 2 durch Hinzufügen einer zweiten Verstelleinrichtung (auf der linken Seite) hervorgeht. Da die Anordnung beider Verstelleinrichtungen symmetrisch zu einer Symmetrie-Mittellinie 294 vorgenommen ist, ergibt sich dadurch auch eine symmetrische Verteilung der Belastungen auf den Wechsel-Drehmomenten MR und aus den Reaktions-Drehmomenten MRQ auf beide Verstelleinrichtungen.

Dadurch wird der Kraftflußweg vom Ort der Entstehung bis zum Ort der Kompensation der Drehmomente

verkürzt. Dies wirkt sich zusätzlich zu der auch hier angewendeten "Druckregelung" günstig auf Geräuscentwicklung und Verschleiß aus. Eine derartige Leistungsaufteilung empfiehlt sich vor allem für größere Maschinen, etwa ab einer maximalen Fliehkraft von 80 000 daN aufwärts.

Die symmetrische Lastverteilung auf 2 oder mehrere Verstelleinrichtungen bei gleichzeitig vorzunehmender Regelung des Relativ-Stellwinkels β mittels einer Regeleinrichtung wird eigentlich erst durch die "Druckregelung" ermöglicht, da nur bei dieser Lösung bei einer gemeinsamen Regeleinrichtung eine Aufteilung der Stellgröße y oder des Stelldruckes δp auf beide Verstelleinrichtungen mit der Wirkung einer symmetrischen Lastverteilung und damit zusammenhängend mit der Wirkung einer synchronen Verstellweise gelingt.

Zwecks Vereinfachung der Figurenbeschreibung tragen in der in Fig. 3 gezeigten Anordnung alle Elemente, welche funktionsgleich bereits mit Fig. 2 erläutert wurden, solche Bezugszeichen, deren beide letzten Ziffern identisch sind mit den entsprechenden Bezugszeichen in Fig. 2. Davon sind die Bezugszeichen 200 bis 226, 240 und 250 bis 270 betroffen.

Die Regeleinrichtung 270 gibt am Ausgang des mit dem Integrationsglied versehenen Funktionsgenerators 268 die Stellgröße y aus, deren Signal im Signalumformer 278 bezüglich ihres Wertes und/oder ihrer physikalischen Größe gewandelt, bzw. an den Aktuator des als Stellglied 290 dienenden Druckregelventils 272 angepaßt wird. Die Versorgung des Druckregelventils 272 mit einem Eingangsdruck geschieht durch eine Druckquelle 274.

Die im Sinne einer Verstellung des Relativ-Stellwinkels β synchron verstellbaren Stellaktuatoren 222 und 222' sind auf einer Seite über die Fluidleitung 282 mit dem Ausgang (Druck p_2) des Druckregelventils 272 verbunden und auf der anderen Seite mit einer Druckquelle 276 mit dem Druck p_1 . In Abhängigkeit von der Größe des Druckes p_1 wird die Regeleinrichtung dank des darin enthaltenen Integrationsgliedes den Druck p_2 jeweils in einer solchen Größe aufbauen, daß der Differenzdruck $p_2 - p_1$ als Stelldruck δp jeden gewünschten Winkel β erzeugt.

Da es in der Tat nur auf das durch die Verstelleinrichtung aufzubringende Verstell-Drehmoment δMD ankommt, könnte die Druckquelle 276 auch als ein Druckspeicher mit einer linearen oder nichtlinearen Federkennlinie ausgebildet sein. Dies käme in der Wirkung einer am Rotor 220 wirkenden Drehfeder gleich. Auch in einem solchen Falle wird das Integrationsglied für eine zur Einstellung eines gewünschten Winkels β stets richtige Größe des Druckes p_2 sorgen.

Wenn man von der Druckleitung 282 des Druckes p_2 einen bestimmten Fluid-Volumenstrom über eine Drosselstelle 286 zu niedrigeren Drücken abfließen läßt, kann der zu regelnde Druck p_2 dank der Wirkung des Integrationsgliedes in der Regeleinrichtung auch dadurch erzeugt werden, daß das Druckregelventil 272 als Proportional-Wegeventil ausgebildet ist. Bei Verwendung von Stell-Aktuatoren mit einem nennenswerten Leckage-Volumenstrom (z. B. Zahnradmotor) könnte die durch die Leckage verkörperte Drosselstelle bereits ausreichend für eine derartige Regelung des Druckes p_2 sein.

Der zur Regelung des Relativ-Stellwinkels β notwendige Druck p_2 könnte sogar unter Miteinbeziehung der ausgleichenden Wirkung der Massen-Trägheiten aller durch das Verstell-Drehmoment δMD mit zu verstellenden rotierenden Teile im Impulsbetrieb erzeugt werden. Dabei könnte das Druckregelventil 272 als ein nur immer kurzzeitig einen Ventil-Durchgang in Richtung Stell-Aktuator (oder in Richtung Tank) freigebend geschaltetes Wegeventil ausgebildet sein. Entscheidend für den Regelerfolg wäre in diesem Falle der zeitliche Durchschnittswert des Druckes p_2 . Bei konstant gehaltenem Winkel β (und konstantem Quellendruck) würde hierbei das Puls-Pausen-Verhältnis die Größe des Wertes des Integrationsgliedes widerspiegeln.

Es kann der Fall eintreten, daß der Stell-Aktuator mit einem höheren Druck betrieben werden muß, als er vom Stellglied ausgehen, oder über die Drehdurchführungen übertragen werden kann. Diese Aufgabe kann durch Einschaltung eines (proportional) arbeitenden Druckerhöhers 296, der zwischen Stellglied 290 und Stell-Aktuator 222 einzubauen ist, gelöst werden. Es kommt z. B. eine Kombination Zahnradmotor/Zahnradpumpe in Frage, bei welcher der Zahnradmotor mit dem niederen, vom Stellglied 296 gelieferten Druck gespeist wird.

Es versteht sich, daß die zuletzt beschriebenen Möglichkeiten zur Beeinflussung der Stell-Aktuatoren auch bei einer Anordnung gemäß der Fig. 2 anwendbar wären.

Mit einer Regeleinrichtung 270 der Fig. 3 könnte man leicht auch eine für eine Anordnung gemäß der Fig. 1 in der DE 43 01 368 A1 geeignete Verstelleinrichtung herstellen. Dazu brauchte nur das Signal der Stellgröße aus Fig. 3 auf das elektrische Ansteuerorgan des Druckregelventils 112 in Fig. 1 gelegt und die beiden Positionssensoren 250, 252 aus Fig. 3 in eine Meß-Verbindung mit entsprechend hergerichteten rotierenden Teilen der Teil-Unwuchtkörper 102, 106 in Fig. 1 gebracht zu werden. Gleichzeitig wären in Fig. 1 die Motoren 103, 104, 107 und 108, die hier als Arbeits- und Verstellmotoren zugleich dienen, in ihrer Funktion als Verstellmotoren als Teile der Regelstrecke der Verstelleinrichtung aufzufassen.

Bei einer solchen Konfiguration ist es im Interesse einer Fliehkraft-Kompensierung vorteilhaft, wenn wenigstens zwei Paare von Teil-Unwuchtkörpern unterschiedlicher Art vorgesehen sind, wobei die Teil-Unwuchtkörper je eines Paares gegeneinander verstellbar um eine gemeinsame Achse umlaufend angeordnet sind und wobei jedem Teil-Unwuchtkörper ein eigener Verstellmotor zugeordnet ist.

Die Durchführung des Verfahrens nach den Ansprüchen 32 und 33, bei welchem der Start der Vibrator-Drehung möglichst mit einem Relativ-Stellwinkel β_0 in der Größenordnung von $\beta = 0^\circ$ erfolgen soll, läßt sich bei allen mit wenigstens zwei Verstellmotoren unterschiedlicher Art arbeitenden Verstelleinrichtungen auch ohne Festanschlag sehr einfach durchführen, indem unter Einsatz der steuerbaren Stell-Drehmomente noch im Stillstand eine Ausrichtung der Teil-Unwuchtkörper derart erfolgt, daß die Vektoren der entsprechenden Teil-Fliehmomente im wesentlichen in eine waagerechte Richtung weisen.

Patentansprüche

1. Verstelleinrichtung für einen Richtschwinger mit wenigstens 2 Paaren von zum Umlauf um eine zugeord-

nete Achse antreibbaren, jeweils ein Paar bildenden Teil-Unwuchtkörpern erster (104) und zweiter (106) Art zur Einstellung eines Relativ-Stellwinkels β zwischen den Teil-Unwuchtkörpern unterschiedlicher Art zwischen einer Position ($\beta = 0^\circ$), in der der resultierende Fliehkraftvektor minimal ist, und einer zweiten Position, ($\beta = 180^\circ$), in der der resultierende Fliehkraftvektor maximal ist,

— mit einem mit den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art drehmomentübertragend verbundenen rotierbaren Eingangsorgan (112) und mit einem mit den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art drehmomentübertragend verbundenen rotierbaren Ausgangsorgan (114),

— mit einer Antriebseinrichtung mit wenigstens einem hydraulisch betriebenen Stell-Aktuator (122) für die Erzeugung einer Verstell Drehbewegung zwischen Eingangsorgan und Ausgangsorgan unter Aufbringung des erforderlichen Stell-Drehmomentes zwischen Eingangs- und Ausgangsorgan,

— mit einer Regeleinrichtung (160) für die Einstellung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkel β oder für eine damit über eine definierbare Funktion zugeordnete andere Größe als Regelgröße, welche Regeleinrichtung wenigstens mit Eingangswerten für den Sollwert (164) und Istwert (158) der Regelgröße beaufschlagbar ist und welche Regeleinrichtung zur Ausgabe einer Stellgröße "y" als Ausgangsgröße vorgesehen ist, sowie

— mit einer Regelstrecke (176, 172; 122; 114; 110; 102; 106) mit wenigstens einem durch die Stellgröße y beeinflussten Stellglied (176, 178), mit dem wenigstens einen, durch ein Stellglied beeinflussbaren Stell-Aktuator (122), und mit einer Meßeinrichtung (150, 152; 154) für den Istwert der Regelgröße,

gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale:

— das wenigstens eine Stellglied (176, 178) ist zur Einstellung eines durch die Stellgröße y beeinflussbaren Druckes (p_1, p_2) an seinem Ausgang vorgesehen,

— der Ausgangsdruck des wenigstens einen Stellgliedes liegt wenigstens während der Aufrechterhaltung eines eingestellten Relativ-Stellwinkels β am Stell-Aktuator (122) an und bestimmt dort das Stell-Drehmoment,

— der Ausgangsdruck (p_1, p_2) des wenigstens einen Stellgliedes (176, 178) ist wenigstens während der Aufrechterhaltung eines eingestellten Relativ-Stellwinkels β in seiner Größe durch die Ausgangsgröße eines in der Regeleinrichtung implementierten Integralgliedes bestimmt.

2. Verstelleinrichtung nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Aufrechterhaltung eines vorgegebenen Relativ-Stellwinkels β während des Umlaufs nach einer Änderung der Drehzahl von einem Drehzahlwert n_1 auf einen Drehzahlwert n_2 nach vollzogener Einregelung die Stellgröße y vom Wert y_1 auf einen veränderten Wert y_2 verändert ist, und daß für einen definierbaren Änderungsbereich für alle Drehzahlwerte n_x Stellgrößenwerte y_x existieren mit einer reproduzierbaren Abhängigkeit $y_x = f(n_x)$.

3. Verstelleinrichtung mit einer Regelstrecke und mit einer Regeleinrichtung für einen Richtschwinger mit wenigstens zwei Paaren von zum Umlauf um eine zugeordnete Achse antreibbaren, jeweils ein Paar bildenden Teil-Unwuchtkörpern erster Art (104) und zweiter (106) Art zur Einstellung eines Relativ-Stellwinkels β zwischen den Teil-Unwuchtkörpern unterschiedlicher Art zwischen einer Position ($\beta = 0^\circ$), in der der resultierende Fliehkraftvektor minimal ist, und einer zweiten Position ($\beta = 180^\circ$), in der der resultierende Fliehkraftvektor maximal ist,

— mit wenigstens zwei hydraulischen oder elektrischen Verstellmotoren der einen und der anderen Art, wobei der Rotor des einen Verstellmotors drehmomentübertragend mit den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art und der Rotor des anderen Verstellmotors drehmomentübertragend mit den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art verbunden ist,

— mit einer als Teil der Regelstrecke wirkenden Stelleinrichtung mit den ihr zuzuordnenden wenigstens zwei Verstellmotoren und mit wenigstens einem Stellglied, durch dessen Wirkung die Verstellmotoren mit ihren, bei vorgegebener Drehzahl die Stell-Drehmomente bestimmenden Stell-Leistungen beaufschlagt werden,

— mit einer als Teil der Regelstrecke wirkenden Meßeinrichtung zur meßtechnischen Erfassung des Istwertes der Regelgröße und zur Wandlung und Ausgabe seines entsprechenden Signals,

— mit einer Regeleinrichtung für die Einstellung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkel β oder für eine damit über eine definierbare Funktion zugeordnete andere Größe als Regelgröße, welche Regeleinrichtung wenigstens mit Eingangswerten für den Sollwert und den Istwert der Regelgröße beaufschlagbar ist und welche Regeleinrichtung zur Ausgabe wenigstens einer Stellgröße "y" an das wenigstens eine Stellglied vorgesehen ist,

gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale:

— das wenigstens eine Stellglied ist dazu vorgesehen, in einer durch die Stellgröße y vorgegebenen Weise zu bewirken, daß in dem wenigstens einen Verstellmotor der einen Art ein für den vorgegebenen Relativ-Stellwinkel β benötigtes Stell-Drehmoment mit einer der vorgegebenen Drehzahl zugeordneten Stell-Leistung generatorisch erzeugt und daß in dem wenigstens einen Verstellmotor der anderen Art ein für den vorgegebenen Relativ-Stellwinkel β benötigtes Stell-Drehmoment mit einer der vorgegebenen Drehzahl zugeordneten Stell-Leistung motorisch erzeugt ist,

— der von dem wenigstens einen Stellglied bewirkte Fluß von Stell-Leistungen in den Verstellmotoren bleibt während der Aufrechterhaltung eines eingestellten Relativ-Stellwinkels β bei Konstanzhaltung aller übrigen, auf das Drehmoment der Verstellmotoren einwirkenden Wirkgrößen, in seiner Größe konstant, unter Aufrechterhaltung des Stell-Drehmomentes.

— die während der Aufrechterhaltung eines eingestellten Relativ-Stellwinkels β in den Verstellmotoren umgesetzten Stell-Leistungen sind in ihrer Größe durch die Ausgangsgröße eines in der Regeleinrichtung implementierten Integralgliedes bestimmt.

4. Verstellvorrichtung nach dem Oberbegriff von Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei Aufrechterhaltung eines vorgegebenen Relativ-Stellwinkels β während des Umlaufs nach einer Änderung der Drehzahl von einem Drehzahlwert n_1 auf einen Drehzahlwert n_2 nach vollzogener Einregelung die Stellgröße y vom Wert y_1 auf einen veränderten Wert y_2 verändert ist, und daß für einen definierbaren Änderungsbereich für alle Drehzahlwerte n_x Stellgrößenwerte y_x existieren mit einer reproduzierbaren Abhängigkeit $y_x = f(n_x)$. 5
5. Verstellvorrichtung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstellmotoren zugleich auch Nutzleistung umsetzen und daß das wenigstens eine Stellglied zur Abgabe eines Nutzleistung-Anteiles und eines Stell-Leistungs-Anteiles zugleich vorgesehen ist.
6. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, gekennzeichnet durch die Kombination folgender Merkmale: 10
- die Verstellmotoren sind hydraulische Motoren,
 - es sind wenigstens zwei Stellglieder in Form von bezüglich ihres Fördervolumens verstellbaren Hydraulikpumpen eingesetzt,
 - wenigstens ein Verstellmotor jeweils der einen und der anderen Art ist mit einer eigenen Hydraulikpumpe in einem geschlossenen Fluidvolumenstrom-Kreislauf betrieben,
 - die Pumpen sind von wenigstens einem Leistungserzeugungsaggregat angetrieben und es ist eine Leistungsübertragung von der Triebwelle der wenigstens einen Hydraulikpumpe der einen Art zu der Triebwelle der wenigstens einen Hydraulikpumpe der anderen Art vorgesehen. 15
7. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, gekennzeichnet durch die Kombination folgender Merkmale: 20
- wenigstens ein hydraulischer Verstellmotor der einen Art ist mit wenigstens einem hydraulischen Verstellmotor der anderen Art derart hintereinandergeschaltet, daß beide Verstellmotoren von einem bestimmten Fluidvolumenstrom gleichzeitig durchströmbar sind,
 - als Stellglied ist ein steuerbares Druckregelgerät vorgesehen, von dessen Ausgang der regelbare Druck in die Leitungsverbindung zwischen beiden Verstellmotoren geleitet ist. 25
8. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, gekennzeichnet durch die Kombination folgender Merkmale:
- die wenigstens zwei Verstellmotoren sind elektrisch betrieben und an getrennte Energiewandlungsgeräte angeschlossen, 30
 - wenigstens ein Energiewandlungsgerät ist als das wenigstens eine Stellglied ausgebildet und die Energie wird dem Verstellmotor in einer Übertragungsform zugeführt, welche sich von jener Übertragungsform unterscheidet, mit der die Energie zu dem anderen Verstellmotor übertragen ist,
 - der Unterschied der Übertragungsform der Energie besteht in der Spannungshöhe und/oder der Frequenz der übertragenen Energie-Dosierungen und steht in funktionalem Zusammenhang mit der Information der Stellgröße y . 35
9. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstellvorrichtung auch für einen Stellbereich mit Relativ-Stellwinkeln β größer als 90° (β_{110} in Fig. 1) eingerichtet ist.
10. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß Arbeits-Antriebsmotoren (116, 124) vorgesehen sind, deren Leistungen derart von beiden Arten von Teil-Unwuchtkörpern umgesetzt sind, daß über die Verstellvorrichtung nur ein geringer oder kein Leistungsanteil geleitet ist. 40
11. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß sich das wenigstens eine Stellglied (290) mit seinem Ausgang (p_2) bis zu einem Eingang (296; 128, 130) des Stell-Aktuators (222; 122) oder des Verstellmotors erstreckt.
12. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß durch die Wirkung des Integrationsgliedes Änderungen der Drehzahl und/oder Änderungen der Abgabe von Wirkleistung in die Regelung miteinbezogen sind. 45
13. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß zwei oder mehr Stell-Aktuatoren (222, 222') oder mehr als zwei Verstellmotoren vorgesehen sind, derart, daß die durch die Reaktions-Drehmomente erzeugten Belastungen im wesentlichen symmetrisch auf die Stell-Aktuatoren bzw. auf die Verstellmotoren aufgeteilt sind. 50
14. Verstellvorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Stelldruck (p_2), mit dem die Stell-Aktuatoren in wenigstens einer Wirkrichtung beaufschlagt sind, von einer gemeinsamen Stellgröße y bestimmt sind.
15. Verstellvorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Stell-Aktuatoren (222, 222') in wenigstens einer Wirkrichtung mit einem gemeinsamen Stelldruck (p_2) beaufschlagt sind. 55
16. Verstellvorrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das den Relativ-Stellwinkel β bestimmende Stell-Drehmoment δMD erzeugt ist durch die Summe von Drehmoment-Impulsen, welche von Stelldruck-Impulsen abgeleitet sind, wobei der Wert des Zeitintegrals der Stelldruck-Impulse für einen definierbaren Zeitabschnitt bestimmt ist durch den Wert des Relativ-Stellwinkels β . 60
17. Verstellvorrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei hydraulisch betriebenen Verstellvorrichtungen das Stellglied (290) ein durch die Stellgröße y beeinflusstes Wegeventil ist mit einem mit seinem Ausgang verbundenen, über eine Drosselstelle (286) geführten Abfluß zu niedrigeren Drücken. 65
18. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß bei hydraulisch betriebenen Verstellvorrichtungen der Stelldruck (282) mitbeeinflusst ist durch den Volumenstrom, welcher über eine oder mehrere Drosselstellen (286) von höheren zu niedrigeren Drücken geführt wird, und daß

wenigstens ein Teil dieser Drosselstellen realisiert ist durch Leckage-Drosselstellen von hydraulischen Stell-Aktuatoren bzw. Verstellmotoren.

19. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 16 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß bei hydraulisch betriebenen Verstelleinrichtungen der Stelldruck dem Einfluß eines Druckspeichers unterworfen ist.

20. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß bei hydraulisch betriebenen Verstelleinrichtungen ein primär unter dem Einfluß der Stellgröße erzeugter Druck auf dem Weg der Weiterleitung zum Stell-Aktuator bzw. zum Verstellmotor bezüglich seiner Größe durch den Einfluß eines Wandlungsorgans (296) gewandelt wird, derart, daß die Druckgröße vor und nach dem Wandlungsorgan in einem bestimmten Verhältnis steht.

21. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei hydraulisch betriebenen Verstelleinrichtungen der am Stell-Aktuator oder am Verstellmotor anstehende Stelldruck δp , bei einer zweiseitigen Druckbeaufschlagung (128, 130) des Stell-Aktuators (122) auch als Differenzdruck meßbar, bei einer langsamen Veränderung des Relativ-Stellwinkels von $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ und unter Konstanzhaltung aller anderen Einflußgrößen für jeden Winkelwert β einen Druckwert aufweist, welcher im wesentlichen der Beziehung $\delta p = \sin \beta$ folgt.

22. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Wert des Integralgliedes (168) bei Beginn der Aufrechterhaltung des vorbestimmten Relativ-Stellwinkels β bestimmt ist durch eine vom Wert $\beta = 0^\circ$ beginnende Veränderung des Relativ-Stellwinkels.

23. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelfunktion der Regeleinrichtung neben dem Integralglied auch durch ein Proportionalglied bestimmt ist.

24. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Regelalgorithmus vorgesehen ist, der den Regelvorgang optimiert unter Berücksichtigung des Verlaufes der Funktion $\delta p = f(\sin \beta)$.

25. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Meßeinrichtung für den Istwert des Relativ-Stellwinkels β über zwei oder mehr Positions-Sensoren (150, 152) verfügt, mit welchen Winkel-Inkrementen von Organen, welche mit den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art und der anderen Art synchron mitumlaufenden, digital meßbar sind.

26. Verstelleinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Sensoren die Energie für die von ihnen abgegebenen Signale selbst generieren, und zwar mit Hilfe von bei dem Meßvorgang den mitumlaufenden Organen (100, 102) entzogener Energie.

27. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 25 oder 26, dadurch gekennzeichnet, daß aus den Signalen der Positions-Sensoren durch Mittel der digitalen Signalverarbeitung ein Signal (156) für die Größe der Drehzahl der Teil-Unwuchtkörper erzeugt ist.

28. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsorgan (112) und das Ausgangsorgan (114) jeweils mit einem Rotor-Teil (126) und einem Stator-Teil (120) verbunden ist, zwischen welchen das Stell-Drehmoment unter Einsatz eines Fluidmittels oder von mechanischen Antriebselementen abgestützt ist.

29. Verstelleinrichtung nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, daß das Stator-Teil und das Rotor-Teil jeweils identisch oder verbunden sind mit Spindel und Mutter eines Bewegungswandlers zur Wandlung einer axialen Antriebsbewegung in eine rotatorische Antriebsbewegung, und umgekehrt.

30. Verstelleinrichtung nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Antriebsbewegung von einem mitumlaufenden Stell-Aktuator erzeugt ist.

31. Verstelleinrichtung nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Antriebsbewegung von einem nicht mitumlaufenden Stell-Aktuator erzeugt ist, und daß die axiale Stellbewegung über Wälzlager von stationären Teilen auf mitumlaufende Teile übertragen ist.

32. Verfahren zum Betrieb eines bezüglich seines resultierenden Fliehmomentes verstellbaren Richtschwingers unter Miteinbeziehung einer Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, bei welchem zwecks sicherer Beherrschung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkel β für den gesamten während des Betriebes zu nutzenden Drehzahlbereich die Betriebsweise in wenigstens zwei unterschiedliche, die Beeinflussung der Verstelleinrichtung betreffende, Verfahrensschritte unterteilt wird, wobei wenigstens der Übergang von einem ersten zu einem zweiten Verfahrensschritt abhängig ist von der Überschreitung einer vorbestimmten Drehzahlschwelle mit der Drehzahl n_s .

33. Verfahren nach Anspruch 32, gekennzeichnet durch die Aneinanderreihung folgender Verfahrensschritte:

— bei einem ersten Verfahrensschritt erfolgt ein Hochlaufen der Drehzahl des Richtschwingers von der Drehzahl $n^0 = \text{Null}$ an bis auf mindestens die Drehzahl n_s , während dessen ein vorgegebener Relativ-Stellwinkel β^0 unverändert eingehalten wird, und zwar durch Blockierung der Verstell-Drehbewegung in wenigstens einer Richtung mittels eines mechanischen Anschlages, mittels einer schaltbaren, mechanischen, mitumlaufenden Zwangsverriegelung von Eingangsorgan und Ausgangsorgan oder mittels einer unverschieblichen Druckfluidsäule, oder mittels der Verstell-Drehmomente wenigstens zweier Verstellmotoren unter Beteiligung wenigstens eines Verstellmotors je einer Art,

— bei dem anschließenden Verfahrensschritt erfolgt nach Überschreitung der vorgebbaren Drehzahlschwelle n_0 die Aufhebung der Blockierung, womit für den anschließenden Drehzahlbereich die Einnahme eines beliebigen zulässigen Relativ-Stellwinkels β unter dem Einfluß der Regeleinrichtung ermöglicht wird.

34. Verfahren nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß die Blockierung der Verstell-Drehbewegung in einer Richtung durch einen mechanischen Anschlag und in der anderen Richtung durch eine Druckfluid-Säule oder in beiden Richtungen durch zwei unterschiedliche Druckfluid-Säulen erfolgt, wobei eine Druck-

fluid-Säulen erzeugt ist durch die Absperrung der Verdrängungskammer eines Stell-Aktuators zur Druckquelle oder zum Tank hin durch ein Absperrorgan (136).

35. Verfahren nach Anspruch 33 oder 34, dadurch gekennzeichnet, daß der für den ersten Verfahrensschritt vorgegebene Relativ-Stellwinkel β° den Wert 180° aufweist.

36. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß das durch die Stellgröße y bezüglich seines Ausgangs-Druckes p_A beeinflussbare Stellglied (176, 178; 290) mit einem Übersteuerungsausgleich versehen ist, derart, daß bei einem dem Ausgangs-Druck von außen aufgezwungenen höheren Druck-Wert derselbe durch Ableitung eines Volumenstromes aus dem ursprünglich nur mit dem Druck p_A beaufschlagten Arbeitsvolumens auf den Druck-Wert p_A reduzierbar ist.

37. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 3 bis 33 oder 35 bis 36, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens zwei Paare von Teil-Unwuchtkörpern unterschiedlicher Art vorgesehen sind, wobei die Teil-Unwuchtkörper je eines Paares gegeneinander verstellbar um eine gemeinsame Achse umlaufend angeordnet sind und wobei jedem Teil-Unwuchtkörper ein eigener Verstellmotor zugeordnet ist.

38. Verfahren nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß der unverändert einzuhaltende Relativ-Stellwinkel β° im wesentlichen einen Wert von $\beta^\circ = 0^\circ \pm 90^\circ$ aufweist, und daß er vor Beginn der Drehung unter der Mitwirkung der steuerbaren Stell-Drehmomente wenigstens je eines Verstellmotors der einen und der anderen Art dadurch eingestellt ist, daß die Vektoren der entsprechenden Teil-Flichmomente in eine Richtung parallel zur Waagerechten $\pm 45^\circ$ gerichtet sind.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

Fig. 1

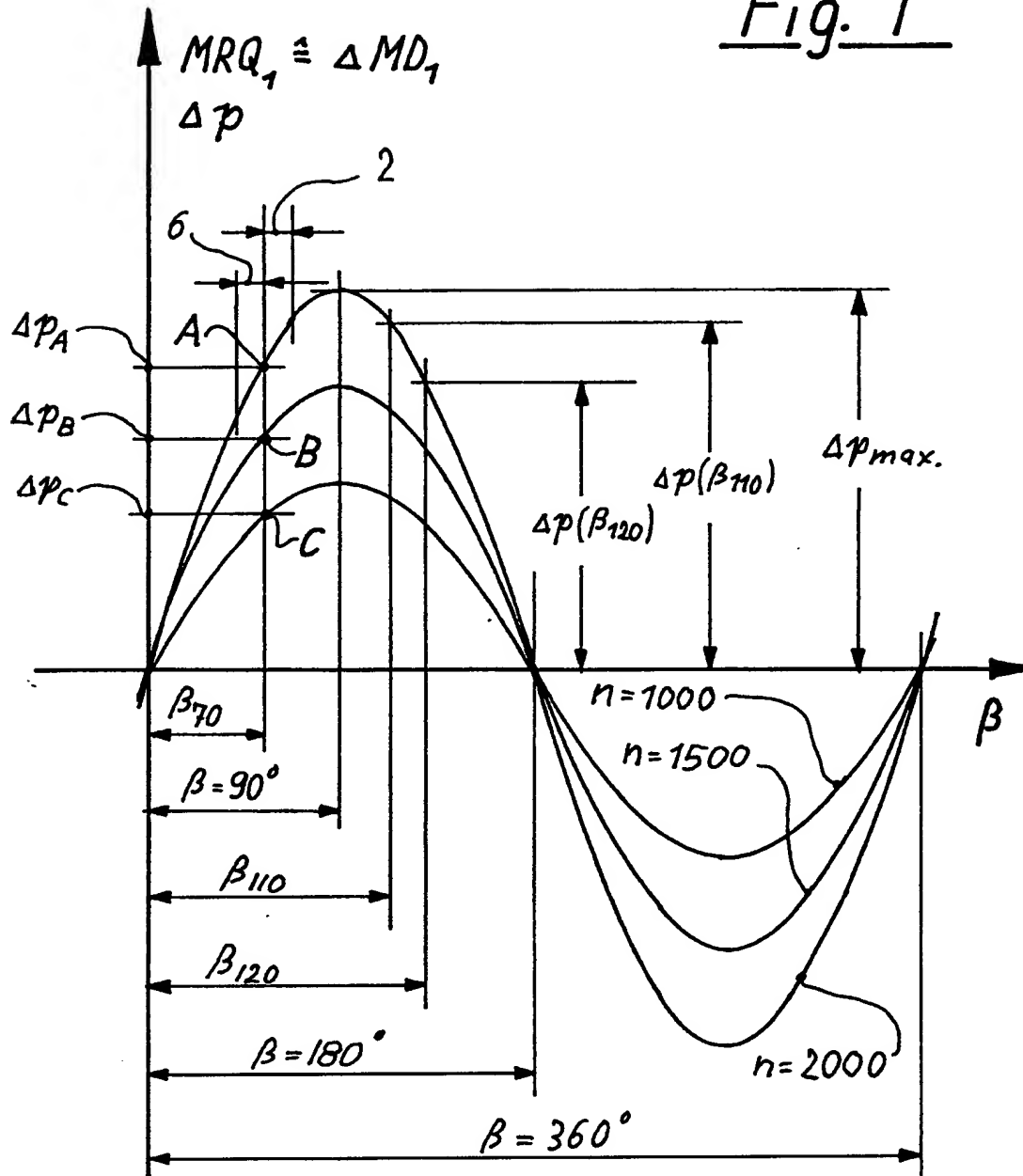


Fig. 2

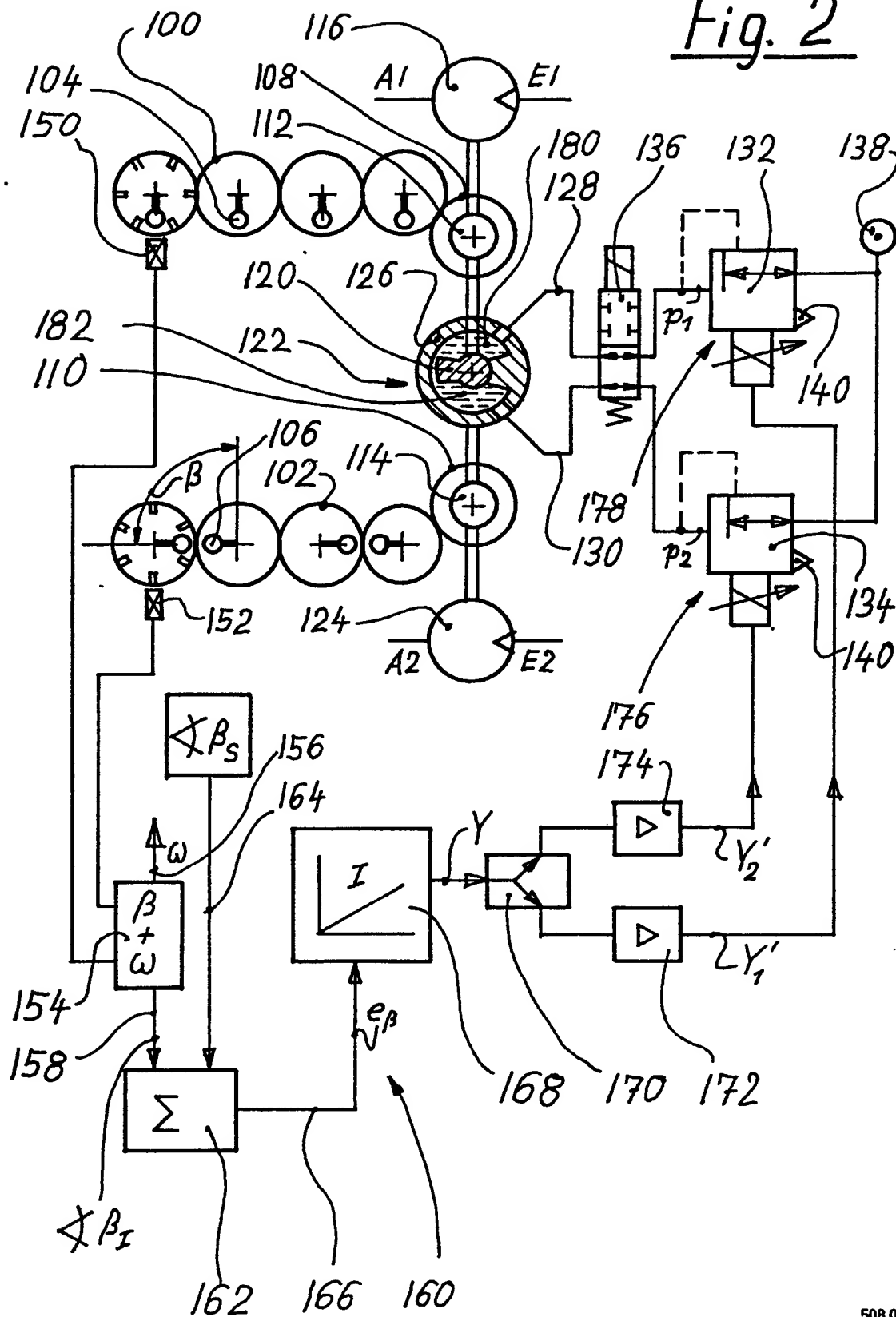


Fig. 3

